

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ АГРАРНИХ НАУК УКРАЇНИ
МИКОЛАЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**



СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ ЗЕМЛЕРОБСЬКОЇ МЕХАНІКИ

Матеріали

XX Міжнародної наукової конференції,
присвяченої 119-й річниці з дня народження
академіка Петра Мефодійовича Василенка

м. Миколаїв, 17-19 жовтня 2019 р.



Миколаїв
2019

У момент початку різання критичне зусилля $P_{кр}$, яке прикладене до ножа, повинно долати суму усіх зусиль, що діють у вертикальному напрямку. Припустивши, що нормальні реакції $N_1 = N_2$ і зусилля тертя $F_1 = F_2$, можемо записати:

$$N_3 = F_3 \frac{\sin \beta'_3}{\cos \beta_3};$$
$$P_{кр} = \delta \Delta l \sigma_p + 2F_1 \frac{\cos \tau}{\cos \varphi} + F_3 \left(\frac{\operatorname{tg} \beta_3 \sin \beta'_3 + \cos \beta'_3 \cos \tau}{\cos \varphi} \right). \quad (1)$$

В одержаному виразі (1) руйнуюче зусилля $P_{кр}$ ілюстративно характеризує взаємозв'язок між конструкційно-технологічними параметрами і фізико-механічними властивостями різальної пари. Як бачимо, на величину руйнуючого зусилля пливає трансформований кут загострення β'_3 леза дискового ножа і кут ковзання τ .

Списко використаних джерел

1. Резник Н.Е. Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратов / Н.Е. Резник. – М.: Машиностроение, 1975. – 311 с.

УДК 621.867.42

ДО ВИБОРУ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ КАРКАСУ ШАРНІРНО З'ЄДНАНИХ СЕКЦІЙ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ КОНВЕЄРІВ

Хомик Н. І., Довбуш Т. А., Дунець Б. О.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Широке впровадження гнучких гвинтових конвеєрів у виробничі процеси, які пов'язані з транспортуванням сипких сільськогосподарських матеріалів, дозволило б підвищити експлуатаційні показники таких типів конвеєрів. Це пов'язано з можливістю транспортувати сипкі матеріали по криволінійних трасах, які мобільно змінюють свою траєкторію, забезпечуючи тим самим, зміну зон забору та зон вивантаження матеріалів.

Однак, застосування в таких конвеєрах суцільних гнучких спіралей шнеків не забезпечує належного ресурсу їх роботи, оскільки при роботі спіралей на криволінійних трасах (особливо на малих радіусах кривизни) вони швидко руйнуються внаслідок виникнення знакозмінних циклічних деформацій.

Частково вирішити дану проблему можливо шляхом застосування комбінованих транспортно-технологічних систем, а саме використання пневматичних пристроїв для підживлення руху потоку сипкого матеріалу [1], різних типів обмежувальних та керуючих механізмів процесами переміщення гвинтових робочих органів [2], а також застосуванням робочих органів у вигляді шарнірно з'єднаних гвинтових секцій [3].

Проведений аналіз результатів досліджень виконання технологічного процесу гвинтовими робочими органами, секції якого утворені у вигляді жорсткого каркасу, по боках якого виконано шарнірні з'єднання для взаємозв'язку із сусідніми секціями, а до каркасу кріпиться сектор гвинтової спіралі [4, 5] показали ефективність такого напрямку досліджень. При цьому, в зоні шарнірних з'єднань застосовуються пари тертя метал (кульки або пальці) – поліаміди, армовані скляним волокном (втулки).

Однак, для таких типів гвинтових секцій не вирішеним є питання оптимізації конструктивних параметрів каркасу та сектора гвинтової спіралі, з врахуванням величини їх навантаження та розташування відносно зони приводу, віддалення від якого сприяє зменшенню крутного моменту.

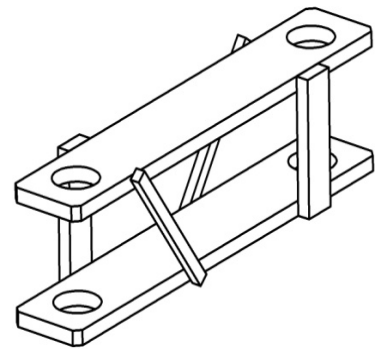
Один з варіантів виконання сусідніх шарнірно з'єднаних секцій гвинтового робочого органу, а також їх каркасу зображено на рис.1.

При проведенні експериментальних досліджень один край секції з привареним гвинтовим ребром (ширина – 25 мм, товщина – 4 мм, крок – 70 мм) жорстко фіксували, а інший – через тарувальний важіль дискретно навантажували мірними вантажами.

Далі фіксували величину кута закручування каркасу секції від величини прикладеного крутного моменту.



а



б

Рис.1. Загальний вигляд спарених секцій гвинтового робочого органу (а)
та їх каркасу (б)

За результатами проведених експериментальних досліджень встановлено, що при навантаженні секції крутним моментом T рівним $T = 20$ Нм її кут закручування β становив $\beta = 1,2$ Нм; для $T = 30$ Нм – $\beta = 1,6$ Нм; для $T = 40$ Нм – $\beta = 2,0$ Нм; для $T = 50$ Нм – $\beta = 2,4$ Нм. Тобто для даного діапазону значень функція $T = f(\beta)$ характеризується лінійною залежністю.

Стосовно спарених секцій (рис.1а), то відносний кут закручування β між торцями їх країв при аналогічних значеннях навантаження крутним моментом T був на 15...21% більшим ніж для однієї секції.

Список використаних джерел

1. Baranovsky V.M., Hevko R.B., Dzyura V.O., Klendii O.M., Klendii M.B., Romanovsky R.M. Justification of rational parameters of a pneumoconveyor screw

feeder. INMATEH: Agricultural engineering, Bucharest/Romania. 2018. Vol. 54, no.1. PP. 15-24, Bucharest, Romania.

2. Hevko B.M., Hevko R.B., Klendii O.M., Buriak M.V., Dzyadykevych Y.V., Rozum R.I. Development of design and investigation of operation processes Improvement of machine safety devices. Acta Polytechnica. Czech Technical University in Prague. 2018. Vol. 58. № 1. PP. 17-25.

3. Гевко Р.Б. Підвищення технологічного рівня процесів завантаження та перевантаження матеріалів у гвинтових конвеєрах: монографія / Р.Б. Гевко, Р.М. Рогатинський, Р.М. Розум, М.Б. Клендій та ін.. – Тернопіль: Осадца Ю.В., 2018. – 180 с.

4. Гевко Р.Б. Вдосконалення конструкції та обґрунтування параметрів секційного шарнірного робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра / Р.Б. Гевко, А.О. Вітровий, М.Р. Гевко, М.Б. Клендій // Вісник інженерної академії України. – Київ, 2009. – № 1 - С. 212 – 216.

5. Hevko R., Vitrovyi A., Klendii O., Liubezna I. Design engineering and substantiation of the parameters of sectional tools of flexible screw conveyers. Bulletin of the Transilvania University of Brasov. Series I. Transilvania University Press Brasov, Romania. 2017. Vol. 10(59). № 2. PP. 39-46.

УДК 62-82:631.3:621.659

ШЛЯХИ ВИРІШЕННЯ ПРОБЛЕМИ ГАЛОПУЮЧОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ГІДРОМОТОРА ГІДРОСТАТИЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ ТИПУ ГСТ90

Іванов М. І., Гречко Р. О.

Вінницький національний аграрний університет

На сьогодні об'ємні гідравлічні приводи є основним типом привода в різних сільськогосподарських, дорожніх та спеціалізованих машинах. Сучасні тенденції розвитку гідравлічного машинобудування та попит на ринку призводить до необхідності створення укомплектованого гідравлічного привода готового до використання. Типовим представником таких приводів є гідростатична трансмісія типу ГСТ90. Застосування гідростатичних трансмісій в самохідних машинах дозволяє отримати більш широкий діапазон швидкісних режимів, що покращує їх маневрування і тягові характеристики. Вона забезпечує безступінчасту зміну швидкості, велику конструктивну гнучкість, можливість здійснювати автоматичне керування, високий захист під час перевантажень, легкий відбір потужності на навісне обладнання і максимальне використання потужності двигуна навіть на малих швидкостях [1, 2].

В основному гідростатичні трансмісії використовують в якості привода ходу самохідних машин, однак на сьогодні коло застосування таких трансмісій набагато розширилось, так як виробники не тільки самохідних машин, але і стаціонарного обладнання передбачають використання гідростатичних